

## تحلیل انرژی و انرژی سیستم ترکیبی توربین گازی مجهز به پیل سوختی اکسید جامد لوله‌ای

هامون پورمیرزا آقا<sup>۱\*</sup>، رضا ابراهیمی<sup>۲</sup>، امیربابک انصاری<sup>۳</sup>

اطلاعات مقاله	چکیده
دریافت مقاله: ۱۳۹۲/۰۸/۲۸	هدف از ارائه این مقاله، بررسی انرژی و انرژی سیستم ترکیبی توربین گاز مجهز به پیل سوختی اکسید جامد لوله‌ای با سوخت هیدروژن است. کلیه اجزای سیستم، جداگانه به کمک روابط ترمودینامیکی مدل‌سازی شده و برای پیل سوختی به کار گرفته شده یک تحلیل الکتروشیمیایی مجزا انجام شده است. آثار پارامترهای مختلف بر راندمان حرارتی و انرژی سیستم و میزان نرخ نابودی انرژی کل سیستم و تک تک اجزای سیستم مورد مطالعه قرار گرفته است. برای سنجش صحت کار، نتایج حاضر با نتایج مراجع معتبر مقایسه و مطابقت خوبی مشاهده شده است. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد با افزایش دمای ورود به توربین، راندمان حرارتی و انرژی سیستم ترکیبی کاهش می‌یابد، این در حالی است که توان سیستم افزایش می‌یابد. همچنین افزایش دمای ورود به توربین، باعث افزایش نرخ نابودی انرژی شده، افزایش نسبت فشار، باعث کاهش نرخ نابودی انرژی سیستم می‌شود. نتایج تحقیق نشان داد ۸۱٪ برگشت‌ناپذیری سیستم ناشی از پیل سوختی و محفظه احتراق (۴۱٪ برگشت‌ناپذیری سهم پیل سوختی اکسید جامد، و ۴۰٪ سهم محفظه احتراق) است. همچنین سیستم ترکیبی دارای راندمان ۵۸/۴٪ است، در حالی که سیستم بدون پیل سوختی دارای راندمان ۳۱٪ است که نشان از عملکرد فوق‌العاده سیستم ترکیبی دارد.
پذیرش مقاله: ۱۳۹۵/۰۱/۱۸	
<b>واژگان کلیدی:</b> توربین گاز، پیل سوختی اکسید جامد، انرژی، انرژی، راندمان.	

### ۱- مقدمه

الکتروشیمیایی است که طی واکنش بین هیدروژن و اکسیژن، الکتریسیته و گرما تولید می‌کند. پیل سوختی، نسبتاً آرام و بی‌صداست؛ به همین دلیل برای تولید برق محلی مناسب است. [۱] همچنین پیل سوختی به‌عنوان یک فناوری نو برای تولید توان در توربین‌های گازی به کار گرفته شده، باعث افزایش بازده تا ۶۰٪ می‌شود، در حالی که در توربین‌های گازی معمولی، به‌علت تلفات زیاد در محفظه احتراق، بازده در حدود ۳۰٪ تا ۳۵٪ است. از میان انواع پیل سوختی، نوع اکسید جامد به‌دلیل راندمان زیاد، آلودگی کم، تنوع سوخت مصرفی و از همه مهم‌تر دمای بالای گاز خروجی، بهترین گزینه برای استفاده در توربین گازی به شمار می‌رود؛ به همین دلیل در سال‌های اخیر، این

با توجه به روند روبه‌رشد مصرف انرژی در جهان استفاده از روش‌ها و سیستم‌های جدید تولید انرژی با بازدهی بالا و آلاینده‌ی پایین‌تر در اولویت قرار گرفته است. امروزه با گسترش سیستم‌های مختلف تولید انرژی، روش‌های گوناگونی مانند استفاده از انرژی خورشیدی، انرژی باد، پیل‌های سوختی، میکروتوربین‌ها و دیزل ژنراتورها مورد توجه قرار گرفته‌اند که هر کدام از این روش‌ها دارای مزیت‌ها و معایب مخصوص به خودند. داشتن یک سیستم تولید انرژی قابل‌اعتماد، کم‌هزینه و همیشه در دسترس، استفاده از پیل‌های سوختی را به‌عنوان یک کاندیدای مهم معرفی کرده است. پیل سوختی، یک دستگاه

\* پست الکترونیک نویسنده مسئول: H.pourmirzaa@yaho.com

۱. دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک و هوافضا، دانشگاه آزاد اسلامی،

واحد رامسر، رامسر، ایران

۲. دانشیار، دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی خواجه نصیر الدین

طوسی، تهران، ایران

۳. دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران، ایران

واکنش شیمیایی است که در پیل سوختی رخ می‌دهد. با وجود راندمان بالای الکتریکی پیل سوختی، بیشترین نرخ نابودی انرژی در پیل سوختی است که به دلیل تعداد زیاد واکنش‌های شیمیایی و الکتروشیمیایی است. به‌طور مشابه، محفظه احتراق نیز به دلیل انجام واکنش شیمیایی نرخ بالای نابودی انرژی را دارد. همچنین نتایج نشان داد نرخ نابودی انرژی توربین و کمپرسور به دلیل راندمان بالا و نرخ کم انرژی جریان در این اجزا بسیار کم است. پیشنهاد آن‌ها این بود که در طراحی و کنترل سیستم‌های هیبریدی، باید نگاه اصلی بر روی اجزایی باشد که بالاترین نرخ نابودی انرژی را دارد.

گرانوسکی و همکارانش [۱۳] نیز به بررسی عملکرد انرژی سیکل ترکیبی پرداختند. آن‌ها مشابه کالیس نشان دادند بالاترین نرخ نابودی انرژی به ترتیب در پیل سوختی و محفظه احتراق است اما در مدل آن‌ها اختلاف نرخ نابودی انرژی بین محفظه احتراق و پیل سوختی کمتر از ۵٪ است. صادق مطهر و علی‌اکبر عالم رجبی [۱۴] به بررسی آنالیز انرژی یک سیستم هیبریدی همراه با تزریق بخار پرداختند. در تحقیق آن‌ها، از گاز خروجی از توربین برای گرم کردن و ایجاد بخار استفاده شده است. ویلیامز و همکارانش [۱۵] به بررسی سیستم هیبریدی و راهکار دستیابی به بالاترین راندمان حرارتی پرداختند. کریستن و اشرف و فرائز جوس [۱۶] به بررسی رفتار سیستم هیبریدی با ظرفیت ۲۵ مگاوات در حالت پایا و ناپایا و در حالت خارج از نقطه طراحی پرداختند.

دانستن سهم هریک از اجزا از نرخ برگشت‌ناپذیری کل سیستم، می‌تواند منشأ بهبود و اصلاح در اجزا و فرآیند سیستم شود. هسلی و همکاران [۱۷ و ۱۸] در دو مطالعه جداگانه، به بررسی تخریب انرژی و آنتروپی تولیدی در یک سیستم ترکیبی پرداختند. آنان نشان دادند با اضافه‌شدن پیل سوختی به توربین گاز، بازده قانون اول به میزان ۲۷/۸ درصد افزایش می‌یابد.

در مقاله حاضر، سیستم ترکیبی که در شکل (۱) نشان داده شده، از دیدگاه انرژی و انرژی مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته است. [۱۷] در این تحقیق، مدل پیل سوختی به‌صورت کامل با روابط ترمودینامیکی مدل‌سازی شده است. سوخت مصرفی پیل سوختی هیدروژن است. ابتدا روابط الکتروشیمیایی پیل سوختی به‌کمک روابط ترمودینامیکی، مدل و سپس با سیستم توربین گاز کوپل

تکنولوژی بسیار مورد توجه قرار گرفته است [۲ و ۳]. تحقیقات در زمینه پیل سوختی اکسید جامد از اواخر دهه ۵۰ میلادی آغاز شد ولی نتایج یک مدل ساده پیل سوختی اکسید جامد در اواسط دهه ۸۰ انتشار یافت. بنابراین اولین مقالات در زمینه سیستم‌های ترکیبی پیل سوختی اکسید جامد به اوایل دهه ۹۰ برمی‌گردد. مفهوم به‌کارگیری توربین گاز در کنار پیل سوختی، سال‌هاست که شناخته شده و تاکنون تحقیقات زیادی با استفاده از قانون اول ترمودینامیک بر روی آن انجام شده است. در سال ۲۰۰۰، ماسارادو و لوبلی مطالعه‌ای مفهومی درباره بررسی عملکرد سیکل ترکیبی انجام دادند. [۴] مدل ریاضی ارائه‌شده توسط آن‌ها، عملکرد پیل را در حالت یکنواخت و پایدار شبیه‌سازی می‌کرد. کاستامگنا و همکاران، طراحی و عملکرد سیستمی متشکل از میکروتوربین گاز با بازیاب حرارتی و پیل سوختی اکسید جامد بالا را آزمایش کردند. [۵] همچنین کارهای متعدد دیگری در این زمینه توسط محققان مختلف مانند چان و همکاران [۶ و ۷] انجام شده است. یانگ و همکاران [۸] دو سیستم با بهسازی سوخت به‌صورت داخلی و خارجی در نظر گرفتند و تأثیر محدودیت در اختلاف دمای استک پیل سوختی را بر عملکرد آن‌ها بررسی کردند. پارک و همکاران [۹]، مشخصات طراحی و عملکرد یک سیستم ترکیبی را با در نظر گرفتن یک توربین گاز مشخص بررسی کردند. در بیشتر تحقیقات مذکور، عملکرد سیستم ترکیبی پیل سوختی و توربین گاز با توجه به قانون اول ترمودینامیک بررسی شده است. همچنین کارهای گوناگون دیگری با در نظر گرفتن قانون دوم ترمودینامیک بر روی این سیستم انجام شده که به بررسی قانون دوم ترمودینامیک بر روی سیستم و هریک از اجزای آن می‌پردازد و نرخ برگشت‌ناپذیری را در اجزای سیستم بررسی می‌کند. آنالیز انرژی، تکنیکی برای طراحی بهتر و بهبود آنالیز سیستم‌های انرژی است. [۱۰] این روش از قانون دوم ترمودینامیک و بقای جرم و انرژی به‌طور هم‌زمان استفاده می‌کند.

کالیس و همکارانش [۱۱ و ۱۲] به بررسی و تجزیه و تحلیل قانون دوم ترمودینامیک یک سیکل توربین گاز ترکیبی با پیل سوختی اکسید جامد پرداختند. نتایج تحقیق آن‌ها نشان داد بیشترین نرخ نابودی انرژی در پیل سوختی رخ می‌دهد؛ این نرخ نابودی انرژی بالا به دلیل راندمان پایین

۳. تغییرات انرژی‌های پتانسیل و جنبشی صفر فرض می‌شود؛ ۴. رفتار تمام گازها به صورت گاز ایدئال است؛ ۵. از آثار مربوط به خنک کاری توربین صرف نظر می‌شود. در ادامه، آنالیز انرژی سیستم و روابط مربوط به آن آورده شده است. انرژی جریان پایای مرکب از چند ماده، برابر با ماکزیمم کار قابل حصول از این جریان است، زمانی که این جریان در طی فرآیندی که در آن فقط با محیط تعامل دارد از شرایط اولیه به شرایط مرده می‌رسد. بنابراین انرژی یک جریان ماده خاصیتی است که وابسته به دو وضعیت آن است: وضعیت جریان و وضعیت محیط.

### ۲-۱- مدل سازی کمپرسور

هوای ورودی به کمپرسور، هوای محیط است. ترکیب مولی هوا به صورت ۰/۲۱ مول اکسیژن و ۰/۷۹ مول نیتروژن در نظر گرفته شده است. در سیستم‌های ترکیبی هوای فشرده شده با کمپرسور، پس از گرم شدن توسط مبدل حرارتی، وارد کاتد پیل سوختی می‌شود. کمپرسور را می‌توان به عنوان یک حجم کنترل در نظر گرفت؛ بنابراین، رابطه قانون اول برای آن به صورت زیر خواهد بود:

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{w}_c = \dot{m}_2 h_2 \quad (1)$$

توان مصرفی کمپرسور که از طریق توربین تأمین می‌شود، به صورت زیر است:

$$\dot{w}_c = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \quad (2)$$

راندمان انرژی کمپرسور نیز به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\eta_{exe,c} = \frac{\dot{m}_1 (e_{x2} - e_{x1})}{\dot{w}_c} \quad (3)$$

برای تحلیل قانون دوم سیستم، با مشخص بودن شرایط ورودی و خروجی، نرخ نابودی انرژی در طی فرآیند تراکم به صورت زیر محاسبه می‌شود:

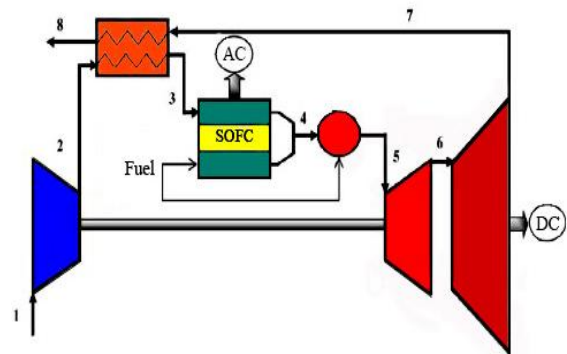
$$\dot{E}_{x,dest,c} = \dot{w}_c - \dot{m}_1 (e_{x2} - e_{x1}) \quad (4)$$

### ۲-۲- مدل سازی مبدل حرارتی

مبدل حرارتی به طور گسترده در فرآیندهای صنعتی مورد استفاده قرار می‌گیرند و طراحی بسیار متنوعی دارند. نقطه مشترک همه آنها این است که عملکرد هر کدام به سطح انتقال حرارت، خواص سیال و شکل جریان بستگی دارد.

راندمان مبدل حرارتی را می‌توان به صورت زیر نوشت [۱۹]:

شده است. برای حل معادلات غیرخطی از روش نیوتن-رافسون استفاده شده است. این مدل سازی در نرم افزار متلب به صورت کد نوشته شده است. سیستم مورد مطالعه شامل ۶ جزء است: کمپرسور، مبدل حرارتی (بازیاب)، پیل سوختی، محفظه احتراق، توربین و توربین قدرت. در این سیستم، هوا در نقطه ۱ وارد کمپرسور شده، به حالت فشرده از نقطه ۲ خارج می‌شود. هوای فشرده شده وارد مبدل حرارتی می‌شود و با انتقال گرما از جریان گرم خروجی توربین، دمای هوای فشرده تا نقطه ۳ بالا می‌رود. هوای گرم شده در مبدل حرارتی، پس از خروج، وارد پیل سوختی و سپس وارد کاتد پیل سوختی می‌شود. از طرف دیگر، سوخت وارد آند پیل سوختی می‌شود. پس از انجام واکنش الکتروشیمیایی درون پیل سوختی و تولید توان، خروجی آند به محفظه احتراق می‌رود و همراه مقدار سوختی دیگر که به محفظه احتراق وارد شده، واکنش می‌دهد و محصولات با دمای بالا تولید می‌کند. خروجی محفظه احتراق در نقطه ۵ وارد توربین شده، پس از به گردش درآوردن کمپرسور، در نقطه ۶ وارد توربین قدرت می‌شود و تولید توان می‌کند. سپس در نقطه ۷ وارد بازیاب می‌شود و پس از گرم کردن هوای ورودی به پیل سوختی، در نقطه ۸ وارد محیط می‌شود.



شکل ۱: نمایی از سیستم ترکیبی توربین گاز با پیل سوختی

### ۲-۲- مدل سازی انرژی و انرژی اجزای سیستم ترکیبی

در این قسمت، معادلات حاکم بر اجزای سیکل ترکیبی توربین گاز با پیل سوختی اکسید جامد برای مدل سازی ترمودینامیکی آورده شده است.

برای مدل سازی ترمودینامیکی، فرضیه‌های زیر در نظر گرفته می‌شوند: ۱. کلیه اجزای توربین گاز، آدیاباتیک فرض می‌شوند؛ ۲. جریان سیال در تمام اجزا پایدار است؛

هیچ جریانی در مدار نباشد، ولتاژ پیل برابر آن خواهد بود. همان طور که دیده می‌شود با افزایش غلظت واکنش‌دهنده‌ها بیشینه ولتاژ پیل افزایش می‌یابد.

#### ۲-۴- ولتاژ عملکرد پیل سوختی اکسید جامد

وقتی پیل سوختی تحت شرایط عملکردی تولید جریان خارجی کار می‌کند، مقداری افت ولتاژ در پیل سوختی اتفاق می‌افتد که باعث می‌شود ولتاژ خروجی پیل همیشه کمتر از مقدار بیشینه ولتاژ باشد. افت‌ها که معمولاً پلاریزاسیون نامیده می‌شوند، عبارت‌اند از: ۱. پلاریزاسیون فعال‌سازی؛ ۲. پلاریزاسیون اهمی؛ ۳. پلاریزاسیون غلظت. بنابراین ولتاژ اندازه‌گیری شده در یک پیل سوختی عملی معمولاً از ولتاژ برگشت‌پذیر کمتر است. ولتاژ عملکرد پیل سوختی پس از محاسبه  $V_{act}$ ،  $V_{ohm}$  و  $V_{con}$  به صورت زیر تعیین می‌شود:

$$V = E - V_{act} - V_{ohm} - V_{con} \quad (11)$$

در رابطه بالا افت ولتاژ معمولاً به فشار جزئی گازها، دما و چگالی جریان در یک پیل سوختی واقعی بستگی دارد. در ادامه به محاسبه افت ولتاژ در پیل سوختی پرداخته می‌شود.

#### ۲-۴-۱- پلاریزاسیون فعال‌سازی

پلاریزاسیون فعال‌سازی  $V_{act}$  وابسته به سرعت واکنش الکتروشیمیایی بر روی سطح الکتروود است. در واکنش‌های الکتروشیمیایی نیز مانند واکنش‌های شیمیایی، واکنشگرها باید از سد انرژی فعال‌سازی عبور کنند. اتلاف حاصل از پلاریزاسیون فعال‌سازی در دانسیته جریان پایین قابل‌ملاحظه است و با افزایش دانسیته جریان به میزان کمی افزایش می‌یابد. پلاریزاسیون فعال‌سازی توسط رابطه نیمه‌تجربی پاتلر-ولمر به صورت زیر بیان می‌شود [۲]:

$$i = i_o \left\{ \exp \left( \alpha \frac{n_e F}{RT} V_{act} \right) - \exp \left[ -(1-\alpha) \frac{n_e F}{RT} V_{act} \right] \right\} \quad (12)$$

که  $i$  چگالی جریان تبدالی است و واحد آن  $A/m^2$  است. از رابطه (۱۲) نمی‌توان  $V_{act}$  را به صورت مستقیم به دست آورد اما برای پیل‌های سوختی با الکتروود هیدروژن مقدار  $\alpha$  برابر ۰/۵ فرض می‌شود و خواهیم داشت [۲۳]:

$$V_{act} = \frac{2RT}{n_e F} \sinh^{-1} \left( \frac{i}{2i_o} \right) \quad (13)$$

از طرفی چگالی جریان تبدالی، از رابطه نیمه‌تجربی برای

$$\varepsilon_{recup} = \frac{T_3 - T_2}{T_7 - T_2} \quad (5)$$

قانون اول ترمودینامیک برای مبدل حرارتی به صورت زیر است:

$$\dot{m}_2 (h_3 - h_2) = \dot{m}_7 (h_7 - h_8) \quad (6)$$

از رابطه بالا برای محاسبه دمای گازهای گرم خروجی از سیکل می‌توان استفاده کرد.

با فرض  $\dot{m}_7 = \dot{m}_8$  و  $\dot{m}_2 = \dot{m}_3$  راندمان انرژی و نرخ نابودی انرژی در مبدل حرارتی به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\eta_{exe, Recup} = \frac{\dot{m}_3 (e_{x3} - e_{x2})}{\dot{m}_7 (e_{x7} - e_{x8})} \quad (7)$$

$$\dot{E}_{X, dest, Recup} = \dot{m}_7 (e_{x7} - e_{x8}) - \dot{m}_3 (e_{x3} - e_{x2}) \quad (8)$$

#### ۲-۳- مدل‌سازی پیل سوختی اکسید جامد

مدل پیل سوختی اکسید جامد مورد مطالعه در این مقاله، بر اساس مدل توسعه‌یافته پیل سوختی اکسید جامد لوله در [۲۰] است. واکنش‌های الکتروشیمیایی در آند و کاتد بر اساس رابطه‌های زیر رخ می‌دهد [۲۱ و ۲۲]:



جدول ۱: ثابت‌های محاسباتی چگالی جریان تبدالی [۱۴]

	کاتد	آند
$\gamma \left( \frac{A}{m^2} \right)$	$1.49 \times 10^{10}$	$2.38 \times 10^8$
$E_{act} \left( \frac{kJ}{mol} \right)$	۱۶۰	۱۱۰

برای محاسبه ولتاژ پیل سوختی از معادله مشهور نرنست استفاده می‌شود [۲]:

$$E = E^o - \frac{RT}{n_e F} \ln \left( \frac{P_{H_2O}}{P_{H_2} P_{O_2}^{1/2}} \right) \quad (10)$$

که  $E^o$  و  $E$  به ترتیب پتانسیل استاندارد و بیشینه ولتاژ تئوری است که ولتاژ مدار باز نامیده می‌شود و زمانی که

آند و کاند محاسبه می‌شود [۲۳]:

جدول ۲: ثابت‌های محاسبه پلاریزاسیون اهمی [۱۴]

$d$	$b$	$a$	
۱۰۰	-۱۳۹۲	۰/۰۰۰۰۲۹۸	آند
۲۲۰۰	۶۰۰	۰/۰۰۰۰۸۱۱	کاند
۴۰	۱۰۳۵۰	۰/۰۰۰۰۲۹۴	الکترولیت

$$i_{o,an} = \gamma_{an} \left( \frac{P_{H_2}}{P_{ref}} \right) \left( \frac{P_{H_2O}}{P_{ref}} \right) \exp \left( - \frac{E_{act,an}}{RT} \right) \quad (14)$$

$$i_{o,ca} = \gamma_{ca} \left( \frac{P_{O_2}}{P_{ref}} \right)^{0.25} \exp \left( - \frac{E_{act,ca}}{RT} \right) \quad (15)$$

$P_{ref}$  فشار اتمسفر در نظر گرفته شده است. ثابت‌های مورد نیاز از جدول ۱ به دست می‌آیند.

### ۲-۴-۳- پلاریزاسیون غلظت

اگر واکنشگرها به مقدار کافی به الکتروود نرسد، نوعی افت در میزان پتانسیل در الکتروود به وجود می‌آید و شاهد به وجود آمدن یک گرادیان غلظت خواهیم بود. گونه‌های واکنش‌دهنده در پیل سوختی باید از کانال‌های سوخت و هوا از طریق محیط متخلخل الکتروود به محل انجام واکنش انتقال یابند. در این حالت، مکانیزم غالب انتقال، نفوذ است. به‌علاوه، محصولات واکنش الکتروشیمیایی که در آند ایجاد می‌شوند، پس از کاهش دادن غلظت سوخت در این ناحیه، مقاومت غلظتی را افزایش می‌دهند. عوامل فراوانی در به وجود آمدن گرادیان غلظت مؤثرند از جمله نفوذ آهسته واکنشگرهای گازی در حفره‌های کاتالیست، انحلال واکنشگرها در الکترولیت و خروج آهسته محصول واکنش از الکترولیت.

در عمل انتقال کند واکنشگرها به مکان‌های فعال انجام واکنش سبب کندشدن فرآیند می‌شود. در شرایط عادی عملکرد پیل، مقادیر مربوط به این افت ولتاژ بسیار کم است. این اتلاف در چگالی جریان بالا اثر بیشتری دارد؛ زیرا رساندن سوخت به میزان کافی به مکان‌های انجام واکنش با مشکل زیادی روبه‌رو می‌شود. این پلاریزاسیون با کمیتی به نام چگالی جریان حدی به‌صورت رابطه زیر بیان می‌شود:

$$V_{con} = \frac{RT}{n_e F} \ln \left( 1 - \frac{i}{i_L} \right) \quad (21)$$

چگالی جریان حدی  $i_L$ ، جریانی است که در آن، نرخ مصرف سوخت برابر با مقدار آن در زمانی است که بیشترین سرعت تغذیه سوخت برقرار است و این زمانی اتفاق می‌افتد که غلظت روی سطح به صفر برسد؛ یعنی تمام واکنش‌دهنده‌ها مصرف شود. در اینجا برای مدل‌سازی  $V_{con}$  از مقدار چگالی جریان حدی  $i_L$ ، برابر  $\frac{A}{M^2} \cdot 9000$  استفاده شده است [۲۳].

نرخ جریان مولی هیدروژن در واکنش الکتروشیمیایی با

### ۲-۴-۲- پلاریزاسیون اهمی

این افت ولتاژ، نتیجه مقاومت الکتروودها و صفحات اتصال‌دهنده در برابر جریان الکترون‌ها و مقاومت الکترولیت در برابر جریان یون‌هاست. از آنجاکه این افت ولتاژ به‌صورت مستقیم با دانسیته جریان پیل سوختی متناسب است، به آن پلاریزاسیون اهمی گفته می‌شود. با افزایش دانسیته جریان پیل، این افت ولتاژ نیز به‌تدریج افزایش می‌یابد. تلفات اهمی به‌شدت تابع دماست، به‌خصوص در مورد الکترولیت که بخش عمده‌ای از تلفات سلول در این بخش اتفاق می‌افتد. بر این اساس، پلاریزاسیون اهمی برای آند، کاند، الکترولیت و متصل‌کننده داخلی به‌صورت زیر خواهد بود [۲۴]:

$$V_{ohm,an} = \frac{i \rho_{an} (A \pi D)^2}{8 d_{an}} \quad (16)$$

$$V_{ohm,ca} = \frac{i \rho_{ca} (8D)^2}{8 d_{ca}} A [A + 2(1 - A - B)] \quad (17)$$

$$V_{ohm,el} = i \rho_{el} d_{el} \quad (18)$$

$$V_{ohm,in} = i (\pi D) \rho_{in} \frac{d_{in}}{W_{in}} \quad (19)$$

$A$  و  $B$  ثابت‌اند و مقادیر آن‌ها به‌ترتیب  $0/804$  و  $0/13$  است.  $d$  و  $\rho$  نیز به‌ترتیب، مقاومت ویژه و ضخامت هر جزء پیل سوختی اکسید جامد هستند. مقدار ضخامت هر جزء در جدول ۲ آورده شده است.  $D$  قطر پیل سوختی و مقدار آن برابر  $22mm$  و  $W_{in}$  عرض متصل‌کننده داخلی است و مقدار آن برابر  $11mm$  است. مقاومت ویژه تابع دما است و از رابطه تجربی زیر به دست می‌آید [۱۷]:

$$\rho = a \exp \left( \frac{b}{T} \right) \quad (20)$$

که ثابت‌های  $a$  و  $b$  مربوط به معادله (۲۰) در جدول ۲ آمده است.

$$\eta_{exe,FC} = \frac{\dot{W}_{FC,dc}}{\dot{m}_{fuel,FC}(e_f^{ph} + U_f e_f^{ch}) - \dot{m}_4 e_{x4} + \dot{m}_3 e_{x3}} \quad (32)$$

$$\dot{E}_{x,dest,FC} = \dot{m}_3 e_{x3} - \dot{m}_4 e_{x4} - \dot{W}_{FC,dc} + \dot{m}_{fuel,FC}(e_f^{ph} + U_f e_f^{ch}) \quad (33)$$

## ۲-۵- محفظه احتراق

محصولات خروجی از پیل سوختی همراه مقداری از سوخت که در پیل سوختی واکنش نداده‌اند، با سوخت اضافی وارد محفظه احتراق شده، در آنجا واکنش می‌دهند و گازهای خروجی با دمای بالا تولید می‌کنند. در مدل‌سازی جریان در محفظه احتراق، فرض شده فرآیند احتراق یک فرآیند فشار ثابت است. همچنین فرض شده است هیچ اتلاف انرژی در محفظه احتراق رخ نمی‌دهد.

قانون اول ترمودینامیک برای محفظه احتراق را می‌توان به صورت زیر نوشت [۲۵]:

$$(\dot{m}_3 + U_f \times \dot{m}_{fuel,FC})h_4 + \dot{Q}_{comb} - \dot{m}_5 h_5 - \dot{Q}_{loss} = 0 \quad (34)$$

همچنین راندمان انرژی و نرخ نابودی انرژی در محفظه احتراق به صورت زیر است:

$$\dot{E}_{x,dest,comb} = \dot{m}_4 e_{x4} + \dot{m}_{fuel,FC}(1-U_f)e_f^{ch} - \dot{m}_5 e_{x5} + \dot{m}_{fuel,comb}(e_f^{ph} + e_f^{ch}) \quad (35)$$

## ۲-۶- توربین

توربین، وظیفه تأمین کار موردنیاز کمپرسور را برعهده دارد و باید از لحاظ طراحی با کمپرسور مطابقت داشته باشد. برای مدل‌سازی توربین لازم است آن را به صورت یک حجم کنترل در نظر بگیریم. رابطه قانون اول برای آن به صورت زیر است:

$$\dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_6 h_6 + \dot{W}_{GT} = 0 \quad (36)$$

راندمان انرژی توربین به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\eta_{exe,GT} = \frac{\dot{W}_{GT}}{\dot{m}_5(e_{x5} - e_{x6})} \quad (37)$$

نرخ نابودی انرژی نیز در توربین به صورت زیر است:

$$\dot{E}_{x,dest,GT} = \dot{m}_5(e_{x5} - e_{x6}) - \dot{W}_{GT} \quad (38)$$

## ۲-۷- توربین قدرت

توربین قدرت، وظیفه تولید توان را دارد. برای توربین قدرت

چگالی جریان ارتباط مستقیم دارد. با دانستن چگالی جریان با استفاده از قانون فارادی می‌توان نرخ مولی هیدروژن ( $Z$ ) را از رابطه زیر به دست آورد.

$$z = \frac{i \cdot A_{act} \cdot N}{n_e \cdot F} \quad (22)$$

$N$  تعداد پیل سوختی و  $A_{act}$  مساحت مؤثر پیل است. همچنین مقدار گازها در ورودی و خروجی پیل سوختی به صورت زیر موازنه می‌شود:

$$n_{H_2,in} = \frac{z}{U_f} \quad (23)$$

$$n_{O_2,in} = \frac{z}{2U_a} \quad (24)$$

$$n_{H_2,out} = n_{H_2,in} - z \quad (25)$$

$$n_{H_2O,out} = n_{H_2O,in} + z \quad (26)$$

$$n_{O_2,out} = n_{O_2,in} - \frac{z}{2} \quad (27)$$

$$n_{N_2,out} = n_{N_2,in} \quad (28)$$

$U_a$  و  $U_f$  به ترتیب فاکتور مصرف سوخت و هواست. اکنون پس از محاسبه افت ولتاژهای فوق، ولتاژ کاری پیل با استفاده از معادله (۱۱) به دست می‌آید. توان مستقیم تولیدشده توسط پیل سوختی اکسید جامد را می‌توان از رابطه زیر به دست آورد:

$$\dot{W}_{FC} = V_{cell} I \quad (29)$$

قانون اول ترمودینامیک برای پیل سوختی را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_{fuel,FC} \times U_f \times LHV - \dot{W}_{FC,dc} - \dot{Q}_{surr} + \dot{m}_{fuel,FC} \times (1-U_f) h_{fuel} - \dot{m}_4 h_4 = 0 \quad (30)$$

که  $\dot{W}_{FC,dc}$  توان تولیدی پیل سوختی اکسید جامد است و  $\dot{Q}_{surr}$  گرمای هدررفته از سیستم.

مقدار گرمای هدررفته در هر توده پیل سوختی از طریق میزان افت ولتاژ ایجادشده در پیل سوختی قابل حصول است.

$$\dot{Q}_{surr} = I \cdot \Delta V_{loss} = i \cdot A_{act} \cdot (E - V_{cell}) \quad (31)$$

راندمان انرژی و نرخ نابودی انرژی در پیل سوختی به صورت زیر است:

$$\sum_j \dot{Q}_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \quad (48)$$

با استفاده از رابطه بالا نرخ نابودی انرژی کل سیستم برابر است با [۲۵]:

$$\dot{E}_{x,dest,total} = \dot{m}_1 e_{x1} + \dot{m}_{fuel} (e_f^{ph} + e_f^{ch}) - \dot{m}_8 e_{x8} - \dot{W}_{net} \quad (49)$$

پارامترهای اصلی طراحی شرایط عملکردی سیستم ترکیبی در جدول ۳ نشان داده شده است.

جدول ۳: شرایط عملکردی سیکل ترکیبی در حالت نقطه طراحی

راندمان کمپرسور	۰/۸۱
راندمان توربین	۰/۸۴
راندمان توربین قدرت	۰/۸۹
راندمان مبدل حرارتی	۰/۸
راندمان محفظه احتراق	۰/۹۸
راندمان ژنراتور AC	۰/۹۵
دبی هوای ورودی	۴/۱۲۳ kg/s
افت فشار در مبدل حرارتی	%۴
افت فشار در محفظه احتراق	%۵
فاکتور مصرف هوا	۰/۲۵
فاکتور مصرف سوخت	۰/۸۵
دمای توده	۱۲۷۳ k
چگالی جریان	۳۰۰۰ A/m <sup>2</sup>
راندمان تبدیل DC-AC	۰/۸۹
مساحت پیل	۸۳۴ mm <sup>2</sup>
تعداد پیل	۱۲۰۰۰
افت فشار در پیل سوختی	%۴

#### ۴- نتایج و بحث

برای اعتبارسنجی مدل سازی پیل سوختی، نتایج عددی با نتایج تجربی مرجع [۲۰] مقایسه شده است. مطابق با شکل (۲) افزایش دمای پیل سوختی اکسید جامد لوله‌ای، باعث افزایش ولتاژ آن می‌شود. در داده‌های تجربی نیز روند مشابهی وجود دارد و درستی نتایج را تأیید می‌کند اما اختلاف ناچیز ایجاد شده، ناشی از عوامل مختلفی است. در

می‌توان قانون اول ترمودینامیک را به صورت زیر نوشت:

$$\dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_7 h_7 + \dot{W}_{PT} = 0 \quad (39)$$

راندمان انرژی توربین به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\eta_{exe,GT} = \frac{\dot{W}_{PT}}{\dot{m}_6 (e_{x6} - e_{x7})} \quad (40)$$

و نرخ نابودی انرژی در توربین قدرت به صورت زیر است:

$$\dot{E}_{X,dest,PT} = \dot{m}_6 (e_{x6} - e_{x7}) - \dot{W}_{PT} \quad (41)$$

#### ۳- معادلات تعادلی سیستم ترکیبی

بقای انرژی برای سیکل ترکیبی را می‌توان به صورت زیر نوشت [۲۵]:

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_{fuel,FC} \cdot U_f \cdot LHV_{H_2} + \dot{Q}_{comb} - \dot{m}_8 h_8 - \dot{Q}_{loss} - \dot{Q}_{surr} - \dot{W}_{Fc,dc} - \dot{W}_{PT} = 0 \quad (42)$$

که  $\dot{Q}_{comb}$  گرمای تولیدی در محفظه احتراق و  $\dot{Q}_{loss}$  گرمای هدررفته است. راندمان حرارتی سیکل ترکیبی توربین گاز با پیل سوختی به صورت نسبت توان خالص تولیدی خروجی به نرخ انرژی ورودی تعریف می‌شود؛ بنابراین رابطه راندمان حرارتی کل به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\eta_{th}^{cyc} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{tot}} \quad (43)$$

$\dot{W}_{net}$  توان خالص تولیدشده توسط سیکل است که به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{T,Gen} + \dot{W}_{Fc,Ac} \quad (44)$$

در رابطه (۳۹)،  $\dot{W}_{T,Gen}$  و  $\dot{W}_{Fc,Ac}$  به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{W}_{Fc,Ac} = \dot{W}_{Fc,dc} \times \eta_{invert} \quad (45)$$

$$\dot{W}_{T,Gen} = \eta_{Gen} \dot{W}_T \quad (46)$$

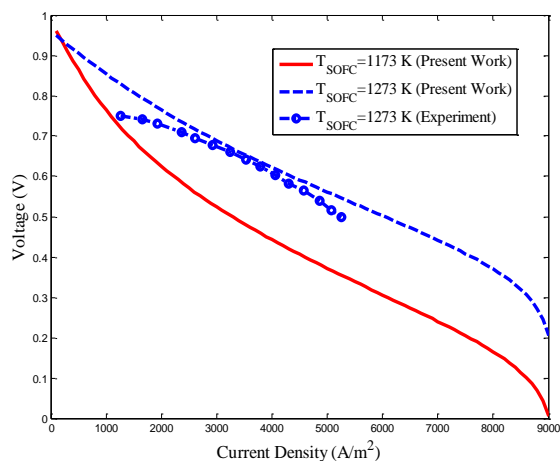
راندمان انرژی کل سیستم نیز به صورت زیر به دست می‌آید:

$$\eta_{exe}^{cyc} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{fuel} (e_f^{ph} + e_f^{ch})} \quad (47)$$

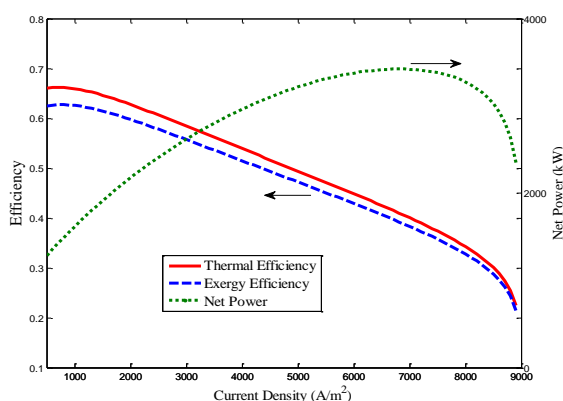
نرخ نابودی انرژی برای یک حجم کنترل از رابطه زیر به دست می‌آید [۲۵]:

$$\dot{E}_{x,dest} = \sum_i (\dot{E}_{x,in}) - \sum_i (\dot{E}_{x,out}) - \dot{W}$$

صفر می‌شود. همچنین افزایش چگالی جریان، باعث کاهش راندمان حرارتی و راندمان انرژی سیستم ترکیبی می‌شود؛ زیرا با افزایش شدت جریان، نرخ سوخت ورودی به پیل افزایش و به دلیل افزایش ارزش حرارتی سوخت ورودی، راندمان سیستم کاهش می‌یابد.



شکل ۲: نمودار ولتاژ پیل سوختی بر حسب چگالی جریان و مقایسه با مقدار تجربی [۲۰] در دمای ۱۲۷۳ کلوین



شکل ۳: اثر شدت جریان بر راندمان حرارتی و انرژی و تولید سیکل ترکیبی

شکل (۴) اثر شدت جریان بر راندمان سیستم و نرخ نابودی انرژی را نشان می‌دهد. در اثر افزایش شدت جریان میزان نرخ نابودی انرژی سیستم افزایش می‌یابد. افزایش شدت جریان به معنای افزایش میزان انرژی و افزایش نرخ انتقال حرارت و در نتیجه افزایش میزان نابودی انرژی است. همچنین افزایش شدت جریان به معنای افزایش سوخت بیشتر به پیل سوختی است که خود عاملی بر افزایش میزان برگشت ناپذیری و افزایش نابودی انرژی است.

شکل (۵) عملکرد فوق‌العاده سیکل ترکیبی را در مقایسه با سیستم معمولی نشان می‌دهد. یکی از عللی که باعث

عمل فرآیند الکتروشیمیایی شامل مکانیزم پیچیده‌ای است. مدل‌سازی هر کدام از افت‌ها خود نیازمند در نظر گرفتن رفتارهای مولکولی اجزای واکنش‌دهنده است. همچنین در مدلی که در تحقیق در نظر گرفته شده است، همانند مدل‌های قبلی، از توزیع دما، فشار و اجزای شیمیایی روی پیل، اختلاف دما و فشار بین ورودی و خروجی آند و کاتد، همراه بودن نیتروژن و دیگر گازهای موجود در هوا با اکسیژن صرف‌نظر شده که این باعث ایجاد اندکی اختلاف با مقادیر تجربی شده است.

جدول ۴ میزان تغییرات دما، فشار و دبی ورودی و خروجی و انرژی مراحل نمودار بلوکی مربوط به شکل (۱) را نشان می‌دهد. میزان دبی ورودی هوا به کمپرسور  $4/123 \text{ kg/s}$  و نسبت فشار کمپرسور ۷ و دمای ورود به توربین ۱۲۵۰ K در نظر گرفته شده است.

جدول ۴: ورودی و خروجی مراحل نمودار بلوکی مربوط به

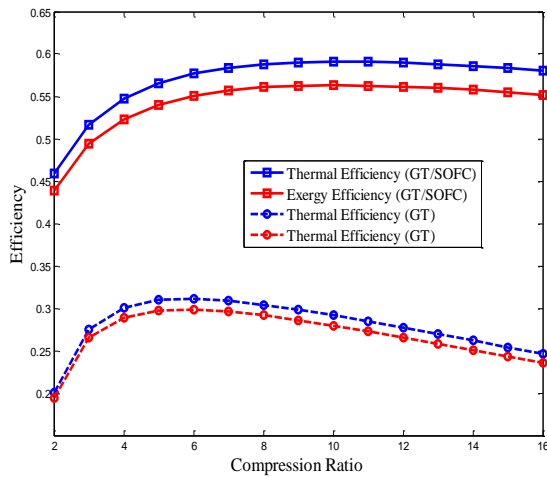
شکل (۱) در نقطه طراحی

شمار	دما K	فشار kPa	دبی kg/S
۱	۲۸۸	۱/۰۱۳	۴/۱۲۳
۲	۵۵۲/۴۰۵	۷/۰۹۱	۴/۱۲۳
۳	۷۹۸/۹۴۵	۶/۸۰۷۴	۴/۱۲۳
۴	۱۰۰۷/۰	۶/۵۲۳۷	۴/۱۵۸۵
۵	۱۲۵۰	۶/۱۶۹۲	۴/۱۶۸۱
۶	۱۰۳۹/۵	۲/۵۰۴۲	۴/۱۶۸۱
۷	۸۶۰/۵۸۰	۱/۰۵۳	۴/۱۶۸۱
۸	۶۶۶/۲۹۵۳	۱/۰۱۳	۴/۱۶۸۱

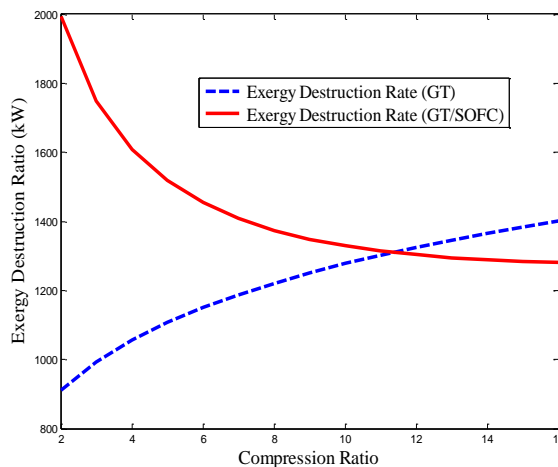
چگالی جریان سرعت انتقال الکترون در واحد مساحت فعال پیل است. شکل (۳) اثر شدت جریان را بر توان تولیدی سیستم و راندمان نشان می‌دهد. هنگامی که فاکتور مصرف سوخت و فاکتور مصرف هوا و همچنین دمای عملیاتی پیل سوختی ثابت باشد، با افزایش چگالی جریان، توان پیل افزایش می‌یابد و به مقدار ماکزیممی می‌رسد. افزایش بیشتر شدت جریان و نزدیک شدن به چگالی جریان حدی، بر اثر افزایش فراوان افت‌ها، باعث کاهش ولتاژ و در نتیجه کاهش توان پیل می‌شود که سهم عمده در توان کلی سیستم ترکیبی توربین گازی مجهز به پیل سوختی دارد. در نهایت توان کلی سیستم کاهش می‌یابد. همچنین در نقطه‌ای که چگالی جریان به مقدار چگالی جریان حدی می‌رسد، به دلیل افزایش میزان افت ولتاژ ناشی از غلظت و کاهش شدید ولتاژ عملکردی پیل، مقدار توان پیل سوختی



واکنش‌نداده در پیل سوختی است. توان ویژه خروجی از سیکل ترکیبی و همچنین کنترل بخشی از این سیستم از دلایل استفاده از محفظه احتراق است. شکل (۷) نشان می‌دهد افزایش درجه حرارت ورودی به توربین، به‌علت تزریق بیشتر سوخت به محفظه احتراق و در نتیجه بالا بردن هدردهی انرژی در طی فرآیند احتراق، باعث افزایش نرخ نابودی انرژی سیستم ترکیبی می‌شود.



شکل ۵: مقایسه راندمان حرارتی و انرژی سیستم با پیل سوختی و بدون پیل سوختی در دمای ورودی به توربین ۱۲۵۰ کلوین



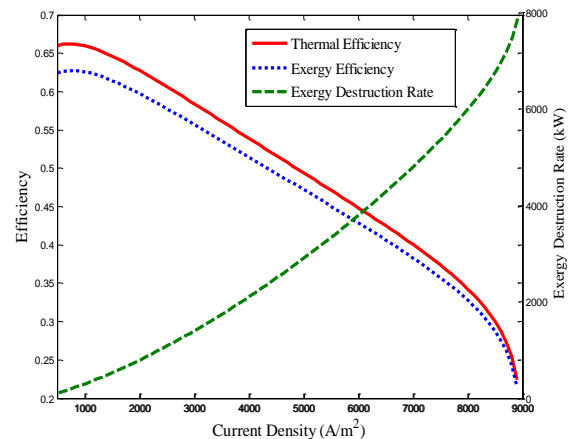
شکل ۶: مقایسه نرخ نابودی انرژی در سیستم ترکیبی با پیل سوختی و بدون پیل سوختی در دمای ورودی به توربین ۱۲۵۰ کلوین در نسبت فشارهای مختلف

شکل (۸) اثر راندمان حرارتی در اثر افزایش دمای ورودی به توربین را در دماهای مختلف عملکردی پیل سوختی نشان می‌دهد. در اثر افزایش دمای عملیاتی پیل سوختی به‌علت افزایش ولتاژ پیل سوختی (شکل (۲)) توان پیل سوختی نیز افزایش و در نتیجه راندمان کل سیستم افزایش می‌یابد.

می‌شود پیل سوختی دما بالا استفاده شود این است که سیال در حال کار قبل از ورود به محفظه احتراق را پیش‌گرم می‌کند و همچنین باعث تولید انرژی بیشتر می‌شود. هر دو عامل باعث افزایش انرژی در مقایسه با حالت معمولی می‌شود. بر اساس مقادیر پیش‌بینی‌شده در شکل (۵)، سیکل ترکیبی ۲۷/۴۵ درصد عملکرد بهتری نسبت به توربین گاز معمولی در راندمان حرارتی سیستم دارد.

شکل (۶) یک مقایسه بین سیستم ترکیبی با پیل سوختی و بدون پیل سوختی را در نسبت فشارهای مختلف و دمای ورودی به توربین ۱۲۵۰ درجه کلوین بر نرخ نابودی انرژی نشان می‌دهد.

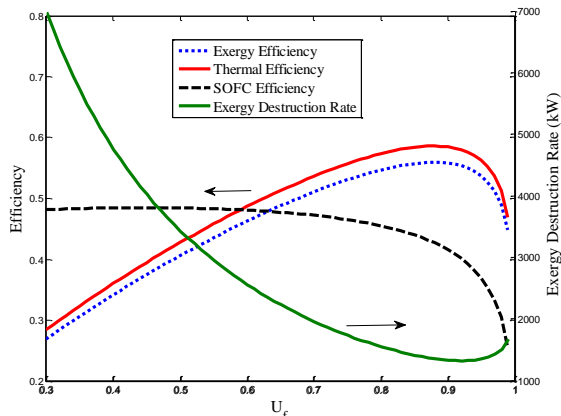
همان‌طور که مشاهده می‌شود افزایش فشار در سیستم ترکیبی به‌علت آنکه باعث افزایش توان پیل سوختی می‌شود و چون در سیستم‌های ترکیبی با پیل سوختی عمده توان را پیل سوختی تأمین می‌کند، میزان نرخ نابودی انرژی در سیستم در مقابل سیستم بدون پیل سوختی کاهش می‌یابد. در سیستم بدون پیل سوختی افزایش فشار به‌معنای افزایش کار بیشتر کمپرسور است و در نتیجه میزان برگشت‌ناپذیری در سیستم را افزایش می‌دهد.



شکل ۷: راندمان حرارتی و انرژی و نرخ نابودی انرژی سیستم ترکیبی نسبت به چگالی جریان پیل سوختی در دمای ورودی به توربین ۱۲۵۰ کلوین و نسبت فشار ۷

اثر درجه حرارت توربین بر راندمان حرارتی و انرژی و نرخ نابودی انرژی در شکل (۷) نشان داده شده است. هنگامی که دمای ورودی توربین افزایش می‌یابد، در راندمان حرارتی و انرژی کاهش دیده می‌شود. این نتیجه جالب توجه است و نشان می‌دهد دمای بیشتر سیال عامل بعد از پیل سوختی در محفظه احتراق مؤثر نیست اما این دلیل عمده برای استفاده از محفظه احتراق برای سوزاندن جریان سوختی

میزان نرخ نابودی انرژی در پیل سوختی و محفظه احتراق، یعنی جایی که سوخت تزریق می‌شود، رخ می‌دهد. همچنین کمترین راندمان انرژی متعلق به محفظه احتراق است.



شکل ۹: اثر فاکتور مصرف سوخت بر راندمان پیل سوختی و راندمان حرارتی و انرژی و توان تولیدی سیکل ترکیبی

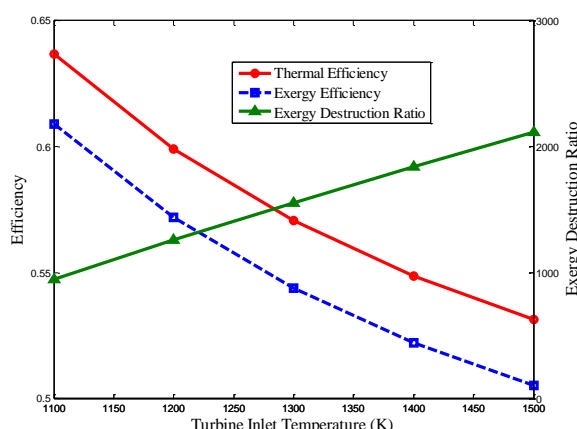
جدول ۵: راندمان انرژی و میزان نرخ نابودی انرژی هر یک از اجزای سیستم ترکیبی در دمای ورود به توربین ۱۲۵۰ کلوین و نسبت فشار کمپرسور ۷

اجزا سیستم	راندمان	نرخ نابودی انرژی kW
کمپرسور	۰/۸۹۵۹	۱۱۴/۰۵۷۴
مبدل حرارتی	۰/۸۶۸۸	۸۳/۲۳۷۷
پیل سوختی	۰/۷۴۳۸	۵۷۸/۲۳۷۳
محفظه احتراق	۰/۶۳۵۲	۵۶۵/۷۶۴۹
توربین	۰/۹۵۷۲	۴۸/۹۴۸۴
توربین قدرت	۰/۹۸۱۲	۱۷/۹۸۴۲
کل سیستم	۰/۵۵۷۰	۱۴۰۸/۲

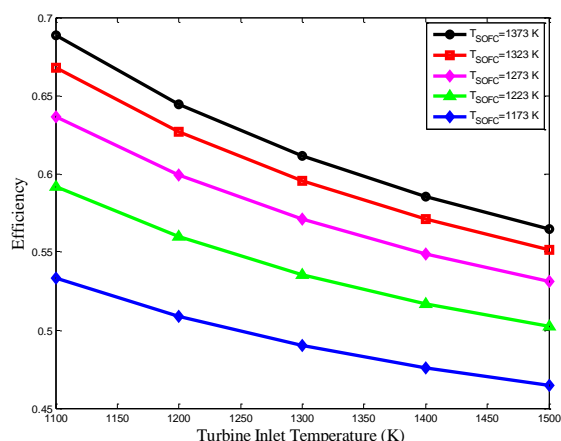
به منظور اعتبارسنجی عملکرد کلی سیستم مدل شده حاضر، با گزارش‌های قبلی تسه و همکاران [۲۶] مقایسه شد. این مقایسه در جدول ۶ نشان داده شده و می‌توان تشابهات را که خود تأییدی بر فرمول‌بندی است، مشاهده کرد. اختلاف در پیش‌بینی توان ویژه خروجی از پیل سوختی به دلیل تعداد پیل تعیین شده است. علت در اختلاف بازده می‌تواند به دلیل طریقه محاسبه آنتالپی مواد و سوخت مورد استفاده در پیل باشد. استفاده از سوخت هیدروژن به دلیل داشتن ارزش حرارتی بالاتر نسبت به متان باعث کاهش راندمان می‌شود اما مزیت استفاده از سوخت هیدروژن، کاهش وزن سیستم است.

شکل (۱۰) درصد میزان نابودی انرژی در اجزای مختلف سیکل ترکیبی را در نسبت فشار ۷ و دمای ورود به توربین

در شکل (۹) اثر فاکتور مصرف سوخت بر نرخ نابودی انرژی کل سیستم و راندمان حرارتی و انرژی سیستم را می‌توان دید. توان تولیدی سیستم با افزایش اثر فاکتور مصرف سوخت به دلیل افزایش افت ولتاژ فعال‌سازی و کاهش ولتاژ پیل سوختی کاهش می‌یابد. کاهش ولتاژ باعث کاهش توان نیز می‌شود. همچنین افزایش اثر فاکتور مصرف سوخت به دلیل کاهش مصرف سوخت، ابتدا باعث افزایش راندمان می‌شود اما با افزایش بیشتر اثر فاکتور مصرف سوخت، چون افت ولتاژ بسیار افزایش می‌یابد، ولتاژ پیل بسیار کاهش یافته، کاهش توان بسیار زیاد می‌شود و کاهش راندمان را در پی دارد.



شکل ۷: راندمان حرارتی و انرژی و نرخ نابودی انرژی سیستم ترکیبی نسبت به دمای ورود به توربین مختلف



شکل ۸: راندمان حرارتی سیستم ترکیبی نسبت به دمای ورود به توربین در دماهای مختلف عملکردی پیل سوختی

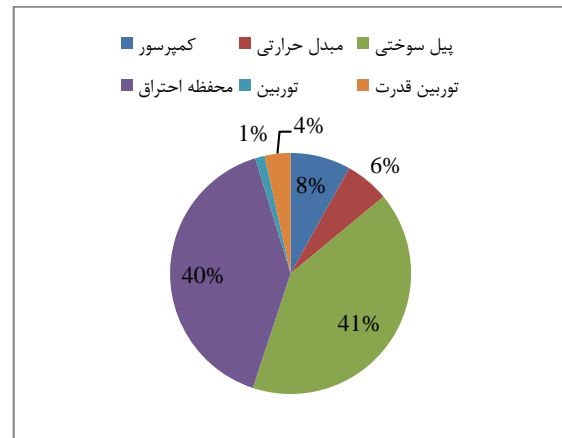
جدول شماره ۵ راندمان انرژی و میزان نرخ نابودی انرژی هر یک از اجزای سیستم ترکیبی را در دمای ورود به توربین کلوین ۱۲۵۰ و نسبت فشار ۷ و چگالی جریان همان‌طور که در جدول ۵ نشان داده شده است، بالاترین

توان خالص برای حرکت کمپرسور	kJ/kg	۱۷۳/۷	۱۷۴
توان خالص از ژنراتور	kJ/kg	۱۴۶	۱۵۸
ولتاژ عملکردی SOFC	V	۰/۶۹	-
توان خالص از SOFC	kJ/kg	۴۴۳,۵	۴۴۰
کل توان خالص تولیدی	kJ/kg	۵۸۹/۵	۵۹۸
توان خالص	kW	۲۴۴۳	۲۴۵۷

### ۵- نتیجه‌گیری

در این مقاله، یک سیکل ترکیبی توربین گاز و پیل سوختی اکسید جامد با سوخت هیدروژن مورد بررسی قرار گرفت. نتایج، نشان از بهبود فراوان هر دو راندمان حرارتی و انرژی نسبت به حالت بدون پیل سوختی داشت، به طوری که راندمان سیستم ترکیبی نسبت به سیستم بدون پیل سوختی ۲۷/۴٪ بیشتر است. همچنین آثار نسبت فشار کمپرسور و دمای ورود به توربین و فاکتور مصرف سوخت بر سیستم ترکیبی بررسی شد. نتایج نشان داد افزایش دمای ورودی به توربین، راندمان را کاهش و توان را افزایش می‌دهد و میزان برگشت‌ناپذیری به دلیل تزریق سوخت بیشتر به محفظه احتراق افزایش می‌یابد. همچنین نتایج نشان داد افزایش فاکتور مصرف سوخت تا حدود ۸۵٪ تأثیر مثبت بر راندمان و نرخ نابودی انرژی دارد. در مقایسه با نتایج کار دیگران نشان داده شد استفاده از سوخت هیدروژن، دارای راندمان پایین‌تری نسبت به سیستم با سوخت متان است ولی در عوض سیستم ترکیبی به علت عدم نیاز به اصلاح‌کننده سوخت، از نظر اندازه و ابعاد کوچک‌تر خواهد بود.

۱۲۵۰ کلوین نشان می‌دهد. بیشترین برگشت‌ناپذیری در پیل سوختی و سپس در محفظه احتراق رخ می‌دهد؛ جایی که بیشترین میزان سوخت در آنجا واکنش می‌دهد. البته باید توجه داشت در نسبت فشار کمپرسور پایین، دمای خروجی از کمپرسور کاهش و در نتیجه میزان سوخت تزریقی به محفظه افزایش می‌یابد. در نتیجه در نسبت فشارهای پایین میزان تخریب در محفظه احتراق بیشتر می‌شود.



شکل ۱۰: درصد میزان نابودی انرژی در اجزای مختلف سیکل ترکیبی در نسبت فشار ۷ و دمای ورود به توربین ۱۲۵۰ کلوین

جدول ۶: مقایسه کار حاضر با نتایج مرجع [۲۶] (در نسبت فشار ۴ و دمای ورود به توربین ۱۲۵۰ کلوین)

پارامتر	واحد	مطالعه حاضر	مرجع [۲۶]
بازده حرارتی سیستم	%	۵۵	۵۹/۴
بازده انرژی سیستم	%	۵۴	۵۸

### ۶- مراجع

- [1] Reijalt M., "Hydrogen and fuel cell education in Europe: from when? And where? To here! And now", Journal of Cleaner Production, vol. 19, 2010.
- [2] Williams M.C., Fuel Cell Handbook, 7th edition, EG&G Services Parsons, Science Applications International Corporation, Morgantown, 2004.
- [3] Casas Y., Dewulf J., Arteaga-Perez L., Morales M., Langenhove H.V., Rosa E., "Integration of solid oxide fuel cell in a sugar-ethanol factory: analysis of the efficiency and the environmental profile of the products", Journal of Cleaner Production vol. 19, 2011, pp. 1395-1404.
- [4] Massardo A.F., Lubelli F., "Internal reforming solid oxide fuel cell-gas turbine combined cycles (IRSOFC-GT)", Transactions of the ASME. J Eng Gas Turbines Power, 2000, PP. 27-35.
- [5] Costamagna P., Magistri L., Massardo A.F., "Design and part-load performance of a hybrid system based on a solid oxide fuel cell reactor and a micro gas turbine", Journal Power Sources, 2001, PP. 352-368.

- [6] Chan S.H., Ho H.K., Tian Y. "Modelling of simple hybrid solid oxide fuel cell and gas turbine power plant", *Journal Power Sources*, 2001, PP. 111-120.
- [7] Chan S.H., Ho H.K., Tian Y., "Multi-level modeling of SOFC–gas turbine hybrid system", *Int Journal Hydrogen Energy*, 2002, PP. 889-900.
- [8] Yang W.J., Park S.K., Kim T.S., Kim J.H., Sohn J.L., Ro S.T., "Design performance analysis of pressurized solid oxide fuel cell/gas turbine hybrid systems considering temperature constraints", *Journal Power Sources*, 2006, PP. 462–473.
- [9] Park S.K., Oh K.S. and Kim T.S., "Analysis of the design of a pressurized SOFC hybrid system using a fixed gas turbine design", *Journal Power Sources*, 170(1), 2007, PP.130–139.
- [10] Dincer, I., Rosen, M. A., "Exergy as a driver for achieving sustainability", *International Journal of Green Energy*, 1, 2004, pp, 1–19.
- [11] Calise, F., Dentice d'Accadia, M., Palombo, A., Vanoli, L., "Simulation and exergy analysis of a hybrid Solid Oxide Fuel Cell (SOFC)–Gas Turbine System". *Energy*, 31, 2006, pp. 3278-3299.
- [12] Calise, F., Palombo, A., Vanoli, L., "Design and partial load exergy analysis of hybrid SOFC–GT power plant", *Journal of Power Sources*, 158, 2006, pp. 225-244.
- [13] Granovskii, M., Dincer, I., Rosen, M.A., "Exergy Analysis of gas turbine cycle with steam generation for methane conversion within solid oxide fuel cells", *Journal of fuel cell Science & Technology*, 5, 2008, p.031005.
- [14] Motahar, S., and Alemrajabi, A. A, "Exergy based performance analysis of a solid oxide fuel cell and steam injected gas turbine hybrid power system", *Int. Journal of Hydrogen energy*, 34, 2009, pp.2396-2407.
- [15] Williams, M., Horita, T., Yamagi, K., Sakai, N., and Yokokawa., "Basic Electrochemical Thermodynamic studies of Fuel Cell and Fuel Cell Hybrids", *ASME J. Fuel Cell Sci.Technol.*, 6, 2009, pp.021303-1-4.
- [16] Watcher, C., and Joos, F., "Steady state off - Design and Transient behavior of a Solid Oxide Fuel Cell/Gas Turbine Hybrid power plant with additional firing of the gas turbine combustor", *ASME J.Eng. Gas Turbines Power*, 131, 2009, pp.031701-1-9.
- [17] Haseli Y., Dincer I., Naterera, GF., "Thermodynamic modeling of a gas turbine cycle combined with a solid oxide fuel cell", *International Journal of Hydrogen Energy*, 2008, PP. 5811–5822.
- [18] Haseli Y., Dincer I., Naterera GF., "Thermodynamic analysis of a combined gas turbine power system with a solid oxide fuel cell through exergy", *Thermochimica Acta*, 480(2), 2008, PP. 1–9.
- [19] Cohen H., Rogers G.F.C. and Saravabamutto H.I.H. "Gas Turbine Theory", Heritage Publishers, 1996.
- [20] Singhal SC., "Advances in solid oxide fuel cells", *Journal of Solid State Ionics*, 2000, PP. 188-200.
- [21] Bejan A., Dincer I., Lorente S., "Miguel, Porous Media in Modern Technologies", *Energy, Electronics, Biomedical and Environmental Engineering*, Springer-Verlag, New York, 2004.
- [22] Larminie A., Dicks A., *Fuel Cell Systems Explained*, 2nd edition, John Wiley & Sons Ltd., West Sussex England, 2003.
- [23] Akkaya AV., "Electrochemical model for performance analysis of a tubular SOFC", *International Journal of Energy Research*, Vol. 31, 2007, PP .79-98.
- [24] Song TW., Sohn JL., Kim TS., "Performance analysis of a tubular solid oxide fuel cell/gasturbine hybrid power system based on a quasi-two dimensional model", *Journal of Power Sources*, 2005, PP. 30-42.
- [25] Shapiro H.N., Moran M.J., *Fundamental of Engineering Thermodynamics*, John Wiley & Sons., Motahar, S., 2006.
- [26] Tse L., Galinaud F., Martinez-Botas RF., "Integration of solid oxid fuel cell into a gas turbine", *ASME turbo expo power for land. Sea and Air*, 2007.